

nauch.-tehnich. konf. [Modern problems of mechanical engineering. Proceedings of the IV International scientific and technical. conf.]. Tomsk: TPU Publ., 2008. 666 p.

18. Aleshin N.P. (ed.) Svarka. Rezkа. Kontrol': Spravochnik [Welding. Cutting. Control: Handbook]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2005. 437 p.

19. Zeveke G.V. et al. Osnovy teorii tsepei [Fundamentals of circuit theory]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1989. 528 p.

20. Bessonov L.A. Teoreticheskie osnovy elektrotekhniki [Theoretical foundations of electrical engineering]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1978. 528 p.

21. Korn G., Korn T. Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov [The handbook of mathematics for scientists and engineers]. Moscow: Nauka Publ., 1974. 831 p.

Информация об авторах

Степанов Максим Александрович – к. т. н., доцент кафедры электроэнергетики транспорта, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: Stepanov_MA@irgups.ru

Степанов Александр Петрович – к. т. н., доцент, профессор кафедры электроэнергетики транспорта, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: Stepanov_AP@irgups.ru

Information about the authors

Maksim A. Stepanov – Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor of the Subdepartment of Electric Power Engineering in Transport, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: Stepanov_MA@irgups.ru

Aleksandr P. Stepanov – Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Professor of the Subdepartment of Electric Power Engineering in Transport, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: Stepanov_AP@irgups.ru

DOI 10.26731/1813-9108.2020.3(67).16-22

УДК 621.01

Разработка методики расчета зависимости частоты вращения плосколопастной крыльчатки с трубой от расхода жидкости

А. В. Бальчугов✉, Б. О. Кустов, А. В. Бадеников

Ангарский государственный технический университет, г. Ангарск, Российская Федерация

✉ balchug@mail.ru

Резюме

В статье приводится разработанная методика расчета зависимости частоты вращения плосколопастной крыльчатки с трубой от расхода потока жидкости и результаты экспериментальной проверки предложенной методики. Актуальность работы обусловлена тем, что устройства с вращающейся крыльчаткой и трубой являются перспективными для интенсификации процесса переноса теплоты, а приемлемая инженерная методика их расчета в настоящее время отсутствует. В основу методики расчета положено модифицированное классическое уравнение движения крыльчатки, представленное в виде баланса движущего момента вращения крыльчатки и суммы моментов потерь, с учетом момента трения во вращающейся вместе с крыльчаткой трубе и с учетом массы вращающейся жидкости. Методика расчета справедлива для плосколопастных крыльчаток со ступицей, имеющей конусообразные выступы на торцах, причем лопасти крыльчатки жестко крепятся к стенкам трубы. Показано, что по результатам расчета из-за потерь энергии на трение во вращающейся трубе, крыльчатке, подшипниковых опорах и манжетных уплотнениях частота вращения плосколопастной крыльчатки снижается на 9,4 % в сравнении с максимальной (идеальной частотой вращения). Предложенная методика расчета позволяет получить линейное уравнение зависимости частоты вращения крыльчатки от расхода потока жидкости в трубе с достоверностью аппроксимации 0,968 в диапазоне расхода воды 1,7–3,4 м³/ч. Выполнена экспериментальная проверка расчетной зависимости, полученной в результате расчета по методике. Допустимое отклонение результатов расчета от результатов эксперимента в размере 8,1–14,7 % наблюдается в диапазоне расхода воды 1,95–2,8 м³/ч. При расходе воды менее 1,7 м³/ч труба вращалась нестабильно. Разработанная методика расчета и полученные уравнения зависимости частоты вращения от расхода воды будут востребованы при разработке новых устройств для интенсификации процессов переноса тепла за счет вращения крыльчатки с теплообменной трубой потоком жидкости.

Ключевые слова

плосколопастная крыльчатка, частота вращения крыльчатки, инженерная методика расчета, вращение трубы, крутящий момент, влияние расхода жидкости, экспериментальная проверка

Для цитирования

Бальчугов А. В. Разработка методики расчета зависимости частоты вращения плосколопастной крыльчатки с трубой от расхода жидкости / А. В. Бальчугов, Б. О. Кустов, А. В. Бадеников // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – № 3(67). – С. 16–22. – DOI: 10.26731/1813-9108.2020.3(67).16-22

Информация о статье

поступила в редакцию: 24.02.2020, поступила после рецензирования: 16.03.2020, принята к публикации: 12.08.2020

Development of a method for calculating the dependence of the rotational speed of a flat-blade impeller with a pipe on the fluid flow

A. V. Bal'chugov✉, B. O. Kustov, A. V. Badenikov

Angarsk State Technical University, Angarsk, the Russian Federation

✉ balchug@mail.ru

Abstract

The article presents a developed methodology for calculating the dependence of the rotational speed of a flat-blade impeller with a pipe on the flow rate of fluid in the pipe and the results of experimental verification of the proposed methodology. The relevance of the work stems from the fact that devices with a rotating impeller and a tube are promising for the intensification of the heat transfer process, and, currently, there is no acceptable engineering methodology for their calculation. The calculation method is based on a modified classical equation of motion of the impeller, presented in the form of a balance of the driving moment of rotation of the impeller and the sum of the moments of loss, taking into account the moment of friction in the pipe that rotates together with the impeller and taking into account the mass of the rotating fluid. The calculation procedure is valid for flat-blade impellers with an impeller wheel having cone-shaped protrusions at the ends, provided that the impeller blades are rigidly attached to the pipe walls. It is shown that, according to the calculation results, due to the friction energy loss in the rotating pipe, the impeller, bearing supports and lip-type sealings, the flat-blade impeller rotation speed decreases by 9,4 % compared to the maximum (ideal rotation speed). The proposed calculation method allows one to obtain a linear equation of the dependence of the impeller speed on the flow rate of the fluid in the pipe with an approximation reliability 0,968 in the range of water flow rate 1,7–3,4 m³/h. An experimental verification of the calculated dependence, obtained as a result of calculation by this method, was performed. The permissible deviation of the calculation results from the experimental results in the amount of 8,1–14,7 % is observed within the range of water flow rate 1,95–2,8 m³/h. If the water flow rate is less than 1,7 m³/h, the pipe rotation wasn't steady. The developed calculation procedure and the obtained equations of the dependence of the rotation speed on the water flow will be in demand in the development of new devices to intensify heat transfer processes due to the fact that a fluid flow rotates the impeller with the heat exchange pipe.

Keywords

flat-blade impeller, impeller rotation frequency, engineering calculation procedure, pipe rotation, torque, influence of fluid flow, experimental verification

For citation

Bal'chugov A. V., Kustov B. O., Badenikov A. V. Razrabotka metodiki rascheta zavisimosti chastoty vrashcheniya ploskolopastnoi kryl'chatki s truboi ot raskhoda zhidkosti [Development of a method for calculating the dependence of the rotational speed of a flat-blade impeller with a pipe on the fluid flow]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2020, No. 3(67), pp. 16–22. 10.26731/1813-9108.2020.3(67).16-22

Article info

Received: 24.02.2020, Revised: 16.03.2020, Accepted: 12.08.2020

Введение

В патенте [1] предлагается использовать вращение трубной поверхности для интенсификации процессов перемешивания жидких и газообразных сред с целью повышения коэффициентов переноса тепла. При этом внутри трубы жестко устанавливается крыльчатка, которая вместе с трубой приводится во вращение за счет кинетической энергии потока жидкости или газа, протекающего внутри трубы. Частота вращения крыльчатки и степень интенсификации процесса теплоотдачи зависит от расхода потока [2]. До настоящего времени вопрос зависимости частоты вращения крыльчатки, жестко установленной в трубе, от расхода потока не изучался [3–7]. В связи с этим является актуальным разработка методики расчета данной зависимости.

Ниже представлена принципиальная схема устройства (рис. 1).

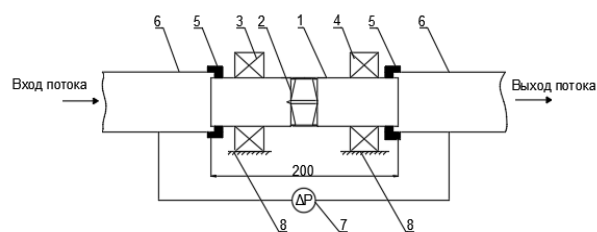


Рис. 1. Принципиальная схема устройства:
1 – труба; 2 – плосколопастная крыльчатка, жестко закрепленная в трубе; 3, 4 – подшипники; 5 – уплотнение; 6 – трубопровод; 7 – дифманометр; 8 – опора

Fig. 1. Schematic diagram of the device:
1 – pipe; 2 – flat-blade impeller, rigidly fixed in the pipe; 3, 4 – bearings; 5 – sealing; 6 – pipeline; 7 – differential pressure gauge; 8 – support

В соответствии с источником «Расходомеры и счетчики количества» [8], в данном устройстве целесообразно использовать плосколопастную крыльчатку, отличающуюся простотой конструкции. Концы лопасти крыльчатки жестко крепятся к внутренним стенкам трубы. Ось ступицы крыльчатки должна совпадать с осью трубы. Расчет конструктивных параметров плосколопастной крыльчатки выполнен по методике [8]. Конструкция плосколопастной крыльчатки приведена ниже (рис. 2).

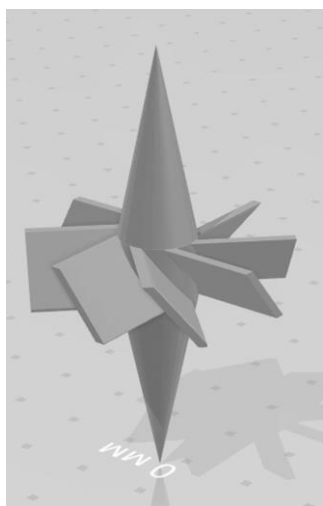


Рис. 2. Общий вид плосколопастной крыльчатки
Fig. 2. General view of a flat-blade impeller

Методика расчета и экспериментальная проверка

Исходными данными для расчета частоты вращения крыльчатки с трубой по предлагаемой методике являются следующие параметры: диаметр ступицы D_{cm} , внутренний диаметр трубы D_{mp} , длина трубы l , высота лопасти h_l , установочный угол лопастей β_p , диаметр крыльчатки D_p , ход винтовой поверхности лопастей H , среднеквадратичный диаметр ротора крыльчатки D' , число лопастей крыльчатки z , шаговое перекрытие p , шаг решетки лопастей t , хорда лопасти b , длина решетки l_r , густота решетки τ , толщина лопасти h_n , косая толщина лопасти h_m .

Выполнен расчет зависимости частоты вращения крыльчатки с трубой от расхода воды с учетом энергетических потерь в соответствии с описываемой далее методикой.

Уравнение движения крыльчатки (см. рис. 1) при постоянном расходе потока представляет собой равенство движущего момента и суммы моментов потерь:

$$M_o = M_n + M_y + M_{mp} + M_m, \quad (1)$$

где M_o – движущий момент, Н·м; M_y – момент трения в уплотнениях, Н·м; M_{mp} – момент трения между трубой и потоком, Н·м; M_n – момент трения в под-

шипниках, Н·м; M_m – момент трения между вращающимся ротором и потоком, Н·м.

Движущий момент для плосколопастной крыльчатки можно определить по уравнению из работы [9]:

$$M_o = \pi \cdot \rho \cdot C \cdot V \cdot \bar{D}^2 \cdot \left(\frac{V}{S \cdot H} - n \right), \quad (2)$$

где V – объемный расход потока, м³/с; ρ – плотность жидкости, кг/м³; C – коэффициент; S – площадь живого поперечного сечения потока в роторе, м²; n – частота вращения, с⁻¹. При этом

$$C = \frac{\frac{m \cdot \tau}{2} \sin \beta_p}{1 + \frac{m \cdot \tau}{2} \sin \beta_p},$$

$$S = \frac{\pi \cdot D_{mp}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{cm}^2}{4} - z \cdot h_m \cdot h_l,$$

$$m = \pi \cdot \chi.$$

Коэффициент χ определяется графически [9].

В устройстве (см. рис. 1) имеются две подшипниковые опоры. Момент трения в подшипниках рассчитаем по методикам, приведенным в [10–13].

Радиальное усилие (H), действующее на трубу от собственного веса, веса турбины и веса воды в трубе:

$$K_r = g \cdot G, \quad (3)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; G – суммарная масса трубы, крыльчатки и жидкости в трубе, которая находится как

$$G = m_{mp} + m_m + m_e. \quad (4)$$

Масса трубы (кг):

$$m_{mp} = \frac{\pi \cdot (D_{H,mp}^2 - D_{mp}^2)}{4} \cdot l \cdot \rho_{mp}.$$

Масса жидкости (кг):

$$m_e = \frac{\pi \cdot D_{mp}^2}{4} \cdot l \cdot \rho.$$

Радиальная нагрузка (H) на подшипниковую опору:

$$F_{r1} = 0,5 \cdot K_r. \quad (5)$$

Для расчета осевой нагрузки на подшипники используем уравнение из работы [9]:

$$F_a = \frac{\rho \cdot S_0 \cdot F_{II} \cdot \lambda \cdot V^2}{8 \cdot F_0^3}, \quad (6)$$

где F_{II} – площадь, на которую действует перепад давления, м²; S_0 – площадь поверхности стенок каналов в крыльчатке, м²; λ – коэффициент трения; $F_0 = S$ – площадь поперечного сечения каналов в крыльчатке, м²:

$$S_0 = 2 \cdot z \cdot F_l + F_{cm} + F_{mp}, \quad (7)$$

где F_l – площадь поверхности лопасти крыльчатки, м²; F_{cm} – площадь боковой поверхности ступицы

крыльчатки, m^2 ; F_{mp} – площадь внутренней поверхности трубы в крыльчатке, m^2 .

$$F_{cm} = l_a \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r_{cm} - \frac{z \cdot h_n}{\sin \beta_p} \right), \quad (8)$$

$$F_{mp} = l_a \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r_p - \frac{z \cdot h_n}{\sin \beta_p} \right), \quad (9)$$

$$F_a = l_a \cdot \left(\frac{r_p - r_{cm}}{\sin \beta_p} \right), \quad (10)$$

$$F_{II} = \pi \cdot r_p^2. \quad (11)$$

При ламинарном режиме течения жидкости в крыльчатке (при $Re < 5000$) коэффициент трения можно определить по уравнению Ли и Карби [10]:

$$\lambda = \frac{0,956}{\sqrt{Re}}. \quad (12)$$

При турбулентном режиме течения жидкости в крыльчатке (при $5000 < Re < 500000$) коэффициент трения определяется по уравнению [10]:

$$\lambda = 0,021 - \frac{38,54}{Re}. \quad (13)$$

При развитом турбулентном режиме течения жидкости вдоль лопасти турбины (при $Re > 500000$) коэффициент трения имеет значение [10]:

$$\lambda = 0,021.$$

Критерий Рейнольдса для потока в крыльчатке:

$$Re = \frac{w \cdot l_a}{\nu \cdot \sin \beta_p}.$$

Скорость жидкости в крыльчатке (м/с):

$$w = \frac{V}{S}. \quad (14)$$

Если

$$\frac{F_a}{F_{r1,2}} < 0,22, \quad (15)$$

то

$$P = F_r, \quad (16)$$

где P – эквивалентная нагрузка на подшипник, Н [12].

Момент трения в подшипнике (Н·м):

$$M_n = \mu \frac{P \cdot D_n}{2}, \quad (17)$$

где μ – коэффициент трения в подшипнике [11].

Момент трения (Н·м) между крыльчаткой и потоком определяется по уравнению из работы [10]:

$$M_m = \frac{\pi \cdot \rho \cdot \lambda \cdot l_a \cdot J \cdot V^2}{H \cdot S^2 \cdot \sin^2 \beta_p}, \quad (18)$$

Входящий в уравнение (18) параметр J (m^3) определяется по уравнению:

$$J = \frac{2}{3} \cdot z \cdot (r_p^3 - r_{cm}^3) + r_{cm}^2 (2 \cdot \pi \cdot r_{cm} - z \cdot h_m) \cdot \sin \beta_p + z \cdot r_p^2 \cdot h_m \cdot \sin \beta_p.$$

Момент трения (Н·м) между вращающейся трубой и потоком определяется по уравнению из работы [10]:

$$M_{mp} = \frac{\rho \cdot \lambda \cdot r_{mp} \cdot F_{mp} \cdot V^2}{2 \cdot S_{mp}^2 \cdot \sin^2 \beta_p}, \quad (19)$$

где площадь (m^2) внутренней поверхности трубы:

$$F_{mp} = \pi \cdot D_{mp} \cdot (l - l_a), \quad (28)$$

площадь (m^2) поперечного сечения трубы:

$$S_{mp} = \frac{\pi \cdot D_{mp}^2}{4}. \quad (20)$$

Для уплотнения соединений в устройстве (см. рис. 1) выбирается уплотнение типа армированная манжета. Момент трения (Н·м) манжетного уплотнения можно рассчитать по уравнению из работы [14]:

$$M_y = \pi \cdot \frac{D_n^2}{2} \cdot l' \cdot f_y \cdot p_r', \quad (21)$$

где p_r' – контактное давление, которое определяется графически по рис. 44 из работы [14]; f_y – коэффициент трения; l' – длина контактной линии манжетного уплотнения, м:

$$l' = 2,432 \cdot \Delta r, \quad (22)$$

где Δr – радиальное обжатие уплотнения, м.

Значение частоты вращения крыльчатки с трубой при заданном расходе воды по трубе определяется путем подстановки полученных значений моментов потерь (17), (18), (19), (21), а также выражения (2) для движущего момента в уравнение (1). Рассчитанная данным образом частота вращения крыльчатки с трубой (об/с) может быть сравнена со значением идеальной частоты вращения (без учета потерь), которое определяется по уравнению из работы [10]:

$$n_u = \frac{V}{S \cdot H}. \quad (23)$$

По предложенной методике (1)–(23) выполнены расчеты зависимости частоты вращения плосколопастной крыльчатки от расхода воды в трубе для следующих исходных данных: $D_{mp} = 0,033$ м; $l = 0,2$ м; $D_p = 0,033$ м; $D_{cm} = 0,016$ м; $h_n = 0,0085$ м; $\beta_p = 45^\circ$; $D' = 0,0259$ м; $H = 0,081$ м; $z = 8$; $p = 0,45$; $t = 0,016$ м; $b = 0,014$ м; температура воды 20°C ; $\nu = 10^{-6}$ m^2/c ; $m_m = 0,05$ кг; $l_n = 0,01$ м; $h_n = 0,001$ м; $h_m = 0,0014$ м; $\tau = 0,875$.

Тип подшипников выбран по каталогу [11]: шариковый однорядный подшипник типа 0000 с $d = 0,035$ м, статическая грузоподъемность $C_0 = 3000$ Н [11].

Результаты расчета зависимости частоты вращения крыльчатки с трубой от расхода воды в трубе по методике (1–22) представлены далее (рис. 3) (кривая 1). Кривая зависимости 1 аппроксимируется следующим линейным уравнением с величиной достоверности аппроксимации 0,968 в диапазоне расхода воды 1,7–3,4 м³/ч:

$$n = 4,14 \cdot V - 1,55. \quad (24)$$

Как показывают расчеты по методике (1)–(23), в результате трения частота вращения крыльчатки снижается в сравнении с идеальной частотой, рассчитанной по уравнению (23), в 1,58–2,04 раза.

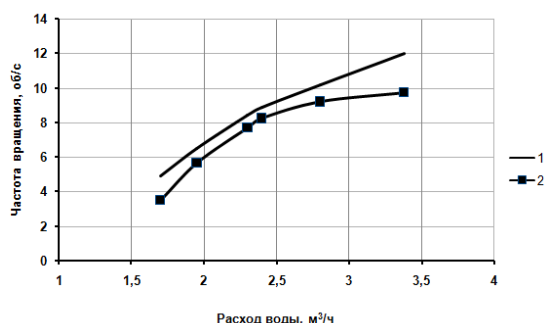


Рис. 3. Расчетная зависимость частоты вращения крыльчатки с трубой от расхода воды

Fig. 3. Calculated dependence of the rotation speed of the impeller with the pipe on the water flow rate

Выполнена экспериментальная проверка расчетной зависимости 1 (см. рис. 3), полученной в результате расчета по методике (1–22).

Экспериментальные исследования плосколопастной гидротурбины, предназначенной для вращения теплообменной трубы, выполнялись на лабораторной установке (рис. 4) по методике испытания гидротурбин [15].

Методика экспериментального определения зависимости частоты вращения гидротурбины от расхода воды состоит в следующем. Емкость (1) заполняется водой до уровня 90%. Температура воды 20°C. Включается насос (2) и с помощью вентиля (3) и ротаметра (4) устанавливается заданный расход воды. С помощью оптического тахометра определяется и фиксируется в журнале частота вращения трубы (9).

Приведены также результаты экспериментальных исследований частоты вращения гидротурбины (см. рис. 3) (кривая 2). Отклонение результатов расчета частоты вращения по методике (1)–(22) от результатов экспериментов в диапазоне расхода воды

1,7–3,4 м³/ч составляет 8,1–41,0 %. Допустимое отклонение результатов расчета от результатов эксперимента в размере 8,1–14,7 % наблюдается в диапазоне расхода воды 1,95–2,8 м³/ч. При расходе воды менее 1,7 м³/ч труба вращалась нестабильно.

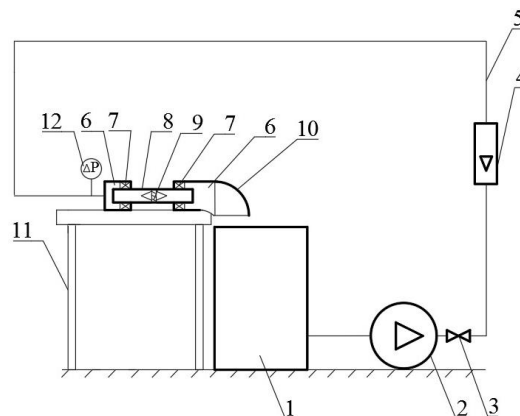


Рис. 4. Схема лабораторной установки:

1 – емкость с водой объемом 0,2 м³; 2 – насос; 3 – вентиль; 4 – ротаметр; 5 – трубопровод; 6 – переходник; 7 – подшипник; 8 – стальная труба диаметром 35×1 мм и длиной 0,2 мм; 9 – гидротурбина, жестко закрепленная внутри трубы; 10 – отвод; 11 – стол; 12 – дифманометр

Fig. 4. Diagram of the laboratory unit:

1 – a container with water with a volume of 0.2 m³; 2 – pump; 3 – valve; 4 – rotameter; 5 – pipeline; 6 – adapter; 7 – bearing; 8 – steel pipe 35×1 mm in diameter and 0.2 mm long; 9 – hydraulic turbine rigidly fixed inside the pipe; 10 – branch; 11 – table; 12 – differential pressure gauge

Кривая 2 описывается полиномиальной зависимостью с величиной достоверности аппроксимации 0,996 в исследованном диапазоне расхода воды:

$$n = -2,915 \cdot V^2 + 18,41 \cdot V - 19,28. \quad (25)$$

Заключение

Предложенная методика расчета (1)–(23) и полученные уравнения (24), (25) могут быть использованы при разработке новых устройств для интенсификации процессов переноса тепла за счет вращения крыльчатки с трубой потоком жидкости. Данный метод интенсификации является перспективным для применения в промышленности [16–18].

Список литературы

1. Пат. 2705787 Рос. Федерация. Аппарат воздушного охлаждения / А.В. Бальчугов, Б.О. Кустов, А.В. Бадеников ; патентообладатель Ангарский государственный технический университет ; заявл. 24.07.2019. ; опубл. 11.11.2019.
2. Лившиц А.В. Филиппенко Н.Г., Машович А.Я. Технология электротермической обработки материалов полем высокой частоты // Проблема транспорта Восточной Сибири : науч.-практ. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов электромеханического факультета ИрГУПС. Иркутск, 2011. С. 139–144.
3. Peter Childs. Rotating Flow. Imprint: Butterworth-Heinemann, 2010. 416 p.

4. Forsthoffer W. Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks. Imprint: Elsevier Science. 2005. 416 p.
5. Prashad H. Solving Tribology Problems in Rotating Machines. Imprint: Woodhead Publishing. 2006. 264 p.
6. Vanyo J.P. Rotating Fluids in Engineering and Science. Imprint: Butterworth-Heinemann, 1993. 440 p.
7. Round G.F. Incompressible Flow Turbomachines. Imprint: Butterworth-Heinemann, 2004. 352 p.
8. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества : справочник. Л. : Машиностроение, 1989. 701 с.
9. Бошняк Л.Л., Бызов Л.Н. Тахометрические расходомеры. Л. : Машиностроение, 1968. 212 с.
10. Бобровников Г.Н., Камышев Л.А. Заправочные системы. М. : МГТУ, 1972.
11. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения : справочник. М. : Машиностроение, 1992. 608 с.
12. Перель Л.Я. Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник. М. : Машиностроение, 1983. 543 с.
13. Ахвердиев К.С., Лагунова Е.О., Солоп К.С. Расчетная модель радиального подшипника повышенной несущей способности, работающего на микрополярной смазке с учетом ее вязкостных характеристик от температуры // Вестник Донск. гос. техн. ун-та. 2016. № 16(4). С. 110–117.
14. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Л. : Машиностроение, 1973. 232 с.
15. Любимов Г.А., Любимов Б.Г. Теория и расчет осевых многоступенчатых турбин турбобуров. Л. : Гостоптехиздат, 1963. 180 с.
16. Advances in Heat Pipe Technology. Proceedings of the IV-th International Heat Pipe Conference, 7–10 September 1981, London, UK. P. 830.
17. Heat Pipes. Theory, Design and Applications. Imprint: Butterworth-Heinemann. 2013. P. 288.
18. Hartnett J., Irvine T., Cho Y., Greene G. Advances in Heat Transfer. Vol. 35. 2001. 322 p.

References

1. Bal'chugov A.V., Kustov B.O., Badenikov A.V. Pat. 2705787 RF. Apparat vozdušnogo okhlazhdeniya [An air cooler device]. Patent holder is FSBEI HE «AnSTU». Applied Jul 24, 2019.
2. Livshits A.V., Filippenko N.G., Mashovich A.Ya. Tekhnologiya elektrotermicheskoi obrabotki materialov polem vysokoi chastoty [A technology of electrothermal treatment of materials using a high frequency field]. Nauchno-prakticheskaya konferentsiya molodykh uchenykh, aspirantov i studentov elektromekhanicheskogo fakul'teta IrGUPS – «Problema transporta Vostochnoi Sibiri» 21–22 aprelya 2011 g [The scientific and practical conference of young scientists, graduate students and students of the electromechanical faculty of IrGUPS - "The problem of transport in Eastern Siberia" April 21–22, 2011]. Irkutsk: IrGUPS Publ., 2011. Pp. 139–144.
3. Peter Childs. Rotating Flow. Imprint: Butterworth-Heinemann, 2010. 416 p.
4. Forsthoffer W. Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks. Imprint: Elsevier Science. 2005. 416 p.
5. Prashad H. Solving Tribology Problems in Rotating Machines. Imprint: Woodhead Publishing. 2006. 264 p.
6. Vanyo J.P. Rotating Fluids in Engineering and Science. Imprint: Butterworth-Heinemann, 1993. 440 p.
7. Round G.F. Incompressible Flow Turbomachines. Imprint: Butterworth-Heinemann, 2004. 352 p.
8. Kremlevskii P.P. Raskhodometry i schetchiki kolichestva. Spravochnik [Flow meters and quantity meters]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1989. 701 p.
9. Boshnyak L.L., Byzov L.N. Takhometricheskie raskhodometry [Tachometric flow meters]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1968. 212 p.
10. Bobrovnikov G.N., Kamyshev L.A. Zapravochnye sistemy [Refueling systems]. Moscow: MSTU Publ., 1972.
11. Perel' L.Ya., Filatov A.A. Podshipniki kacheniya. Spravochnik [Rolling bearings. A handbook]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1992. 608 p.
12. Perel' L.Ya. Podshipniki kacheniya: raschet, proektirovanie i obsluzhivanie опор. Spravochnik [Rolling bearings: calculation, design and maintenance of supports. A handbook]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 543 p.
13. Akhverdiev K.S., Lagunova E.O., Solop K.S. Raschetnaya model' radial'nogo podshipnika povyshennoi nesushchei sposobnosti, rabotayushchego na mikropolyarnoi smazke s uchetom ee vyazkostnykh kharakteristik ot temperatury [The computational model of a radial bearing with increased load-bearing capacity, operating with a micropolar lubricant, taking into account its viscosity ratings depending on temperature]. Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta [The bulletin of Don State Technical University], 2016, No. 16(4). Pp. 110–117.
14. Makarov G.V. Uplotnitel'nye ustroystva [Sealing devices]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1973. 232 p.
15. Lyubimov G.A., Lyubimov B.G. Teoriya i raschet osevykh mnogostupenchatykh turbin turboburov [Theory and calculation of axial multistage turbines of turbodrills]. Leningrad, 1963. 180 p.
16. Advances in Heat Pipe Technology. Proceedings of the IV-th International Heat Pipe Conference, 7–10 September 1981, London, UK. P. 830.
17. Heat Pipes. Theory, Design and Applications. Imprint: Butterworth-Heinemann. 2013. P. 288.
18. Hartnett J., Irvine T., Cho Y., Greene G. Advances in Heat Transfer. Vol. 35. 2001. 322 p.

Информация об авторах

Бальчугов Алексей Валерьевич – д. т. н., доцент, профессор кафедры машин и аппаратов химических производств, Ангарский государственный технический университет, e-mail: balchug@mail.ru.

Information about the authors

Aleksei V. Bal'chugov – Doctor of Engineering Science, Associate Professor, Professor of the Subdepartment of Machines and Apparatuses of Chemical Production, Angarsk State Technical University, e-mail: balchug@mail.ru.

Кустов Борислав Олегович – аспирант кафедры машин и аппаратов химических производств, Ангарский государственный технический университет, e-mail: nir@angtu.ru.

Бадеников Артем Викторович – к. т. н., профессор, ректор Ангарского государственного технического университета.

Borislav O. Kustov – Ph.D. student of the Subdepartment of Machines and Apparatuses of Chemical Production, Angarsk State Technical University, e-mail: nir@angtu.ru.

Artem V. Badenikov – Ph.D. of Engineering Science, Professor, Rector of Angarsk State Technical University.

DOI 10.26731/1813-9108.2020.3(67).22-31

УДК 621.757.06

Исследование расходящегося потока в зазоре между стенками с образованием кольцевых зон разрежения

А. П. Черепанов, П. К. Ляпустин✉

Ангарский государственный технический университет, г. Ангарск, Российская Федерация

✉ lpk62@mail.ru

Резюме

В статье рассматривается течение потока, расходящегося в щелевом зазоре между двумя близко расположенными стенками с поперечной подачей потока в зазор через центральное отверстие в одной из стенок, приводятся основные положения гипотезы и анализируется современное состояние исследования течения потока сжимаемых сред. Принято допущение, что в зазоре поток движется безотрывно с образованием кольцевых зон разрежения. Этот процесс практически не изучен, но имеется подтверждение, что в зазоре непосредственно за кромкой сопла образуются кольцевые зоны, в которых разрежение чередуется с повышенным давлением. Исследования показали, что за первой кольцевой зоной обнаружена вторая и даже третья кольцевые зоны разрежения. Установлено также, что если одна из пластин выполнена из упругого или эластичного материала, то за счет разрежения в кольцевых зонах пластина будет совершать колебательные движения. Поэтому в предложенной работе сделана попытка изучения характера потока при его безотрывном течении между пластинами и приводится обоснование волнообразного течения потока в зазоре, которое вызывает пониженное (разрежение) и повышенное (выше атмосферного) давление в кольцевых зонах между близко расположенными пластинами. На примере упрощенной математической модели безотрывного течения потока даны определения некоторых его параметров в образующихся кольцевых зонах. Натурными исследованиями было замечено, что по мере удаления потока от питающего сопла наблюдается изменение давления расходящегося потока, исследование проводилось не с помощью манометров и вакуумметров как обычно принято, а с помощью рецепторов, содержащих дискретные струйные логические элементы, чувствительность которых несколько выше, чем, например, манометров и вакуумметров. При этом исследовались распределение потока в зазоре с образованием концентричных кольцевых зон (каверн), зависящих от давления и расхода потока, проходящего через канал питания, скорости потока в зазоре, устанавливалось наличие этих зон и их размеры. Исследования проводились на довольно простых установках, но показали некоторые возможности практического применения этого течения. Они могут быть полезны при разработке широкого спектра различных устройств, в том числе для распознавания положения, ориентации и захвата пластинчатых деталей при автоматической сборке. В работе показана также возможность осуществления эжектирования и многокомпонентного смешивания текучих сред для образования пульсаций газожидкостных смесей в тепло- и массообменных процессах при абсорбции, ректификации, диспергировании, эмульгировании, создании вибрации для очистки стенок от отложений, а также в других технологиях и устройствах.

Ключевые слова

давление, дроссель, каверна, кольцевая зона, ламинарный поток, пристенный пограничный слой, радиально-щелевой зазор, рецептор, сектор потока, смешивание, турбулентный поток, эжектирование

Для цитирования

Черепанов А. П. Исследование расходящегося потока в зазоре между стенками с образованием кольцевых зон разрежения / А. П. Черепанов, П. К. Ляпустин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – № 3(67). – С. 22–31. – DOI: 10.26731/1813-9108.2020.3(67).22-31

Информация о статье

поступила в редакцию: 20.03.2020, поступила после рецензирования: 14.04.2020, принята к публикации: 12.09.2020

The study of a diverging flow in the gap between the walls with the formation of annular rarefaction zones

A. P. Cherepanov, P. K. Lyapustin✉

Angarsk State Technical University, Angarsk, the Russian Federation

✉ lpk62@mail.ru